

Quick Search

Standard Search

Advanced Search

Family Search

Citation Search

Similarity Search

Patent Delivery Service

Back | Update Info | Hit List | View Records | Refine search | Shopping basket | Scroll session | SubAccount | Logoff cost | Logoff

Database: Pluspat Results : 1 Standard Search : (jp2002081766/PN)

Help

Analyze Top:

None

OK

First occurrence

First

Previous

1 / 1

Next

Last

JP2002081766 - REFRIGERATING CYCLE DEVICE

×

 Remove from Shopping Basket | View Family | Visualize Citations | Include in export

(A) Doc. Laid open to publ. Inspec.

×

 JP2002081766 A 20020322 [JP2002081766]

(A) REFRIGERATING CYCLE DEVICE

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a refrigerating cycle device which can be operated efficiently, fixing eyes upon the problem of a conventional refrigerating cycle device such as that it can not be operated in the most efficient condition if it controls the pressure on high pressure side, with the pressure on high pressure side being selected based on either the temperature on outlet side of a radiator or the temperature on inlet side of a pressure reducer as the target value, in a refrigerating cycle device which is charged with a refrigerant capable of getting in supercritical condition in a radiator and has an auxiliary heat exchanger.

SOLUTION: This is a refrigerating cycle device which is equipped with a high-pressure-side pressure detector, a radiator-outlet-side temperature detector, and a pressure-reducer-inlet-side temperature detector, and this is equipped with a controller which controls the pressure on high pressure side so that it may be the target value of the pressure on high pressure side being selected based on both the temperature on outlet side of the radiator and the temperature on inlet side of the pressure reducer.

COPYRIGHT: (C)2002,JPO

Application Nbr :

JP2000269807 20000906 [2000JP-0269807]

Priority Details :

JP2000269807 20000906 [2000JP-0269807]

Inventor(s) :

(A) NISHIWAKI FUMITOSHI; FUNAKURA SHOZO; OKAZA NORIHO

Patent Assignee :

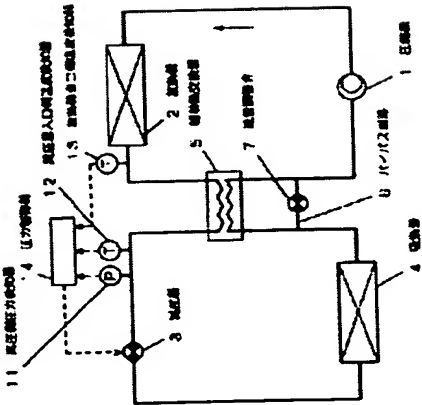
(A) MATSUSHITA ELECTRIC IND CO LTD

Patent Assignee :

(A) MATSUSHITA ELECTRIC IND CO LTD

(C) JPO

Search results



1 / 1 PLUSPAT - ©QUESTEL-ORBIT - image

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-81766

(P2002-81766A)

(43)公開日 平成14年3月22日(2002.3.22)

(51)Int.Cl.⁷

F 2 5 B 1/00

識別記号

3 0 4

1 0 1

3 3 1

3 9 5

F I

F 2 5 B 1/00

テ-マコ-ト*(参考)

3 0 4 P

1 0 1 Z

3 3 1 Z

3 9 5 Z

審査請求 未請求 請求項の数7 O L (全 10 頁)

(21)出願番号 特願2000-269807(P2000-269807)

(22)出願日 平成12年9月6日(2000.9.6)

(71)出願人 000005821

松下電器産業株式会社

大阪府門真市大字門真1006番地

(72)発明者 岡座 典穂

大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器
産業株式会社内

(72)発明者 船倉 正三

大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器
産業株式会社内

(72)発明者 西脇 文俊

大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器
産業株式会社内

(74)代理人 100097445

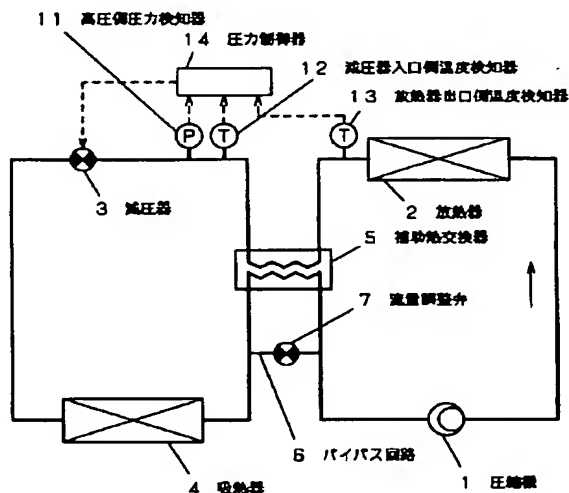
弁理士 岩橋 文雄 (外2名)

(54)【発明の名称】 冷凍サイクル装置

(57)【要約】

【課題】 放熱器で超臨界状態となりうる冷媒が封入され、補助熱交換器を有する冷凍サイクル装置において、放熱器出口側温度、または、減圧器入口側温度のいずれか一方に基づいて選定した高圧側圧力を目標値とし、高圧側圧力を制御すると、最も効率の良い状態で運転できないといった課題に着目し、効率よく運転できる冷凍サイクル装置を提供することを目的とする。

【解決手段】 高圧側圧力検知器と、放熱器出口側温度検知器と、減圧器入口側温度検知器とを備え、放熱器出口側温度と減圧器入口側温度の両者に基づいて選定した高圧側圧力の目標値となるように高圧側圧力を制御する制御器とを備えた冷凍サイクル装置である。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 少なくとも圧縮機と、放熱器と、減圧器と、吸熱器とから冷凍サイクルを構成するとともに、前記放熱器で超臨界状態となりうる冷媒を封入し、前記放熱器の冷媒出口側から前記減圧器の入口側までの冷媒と、前記吸熱器の冷媒出口側から前記圧縮機の吸入側までの冷媒とを熱交換する第 1 補助熱交換器と、前記圧縮機の吐出側から前記減圧器の入口側までの冷媒圧力を検知する高圧側圧力検知器と、前記放熱器の冷媒出口側の冷媒温度を検出する放熱器出口側温度検知器と、前記減圧器の入口側の冷媒温度を検出する減圧器入口側温度検知器とを備え、前記高圧側圧力検知器で検出した圧力が、前記放熱器出口側温度検知器と前記減圧器入口側温度検知器により検知された冷媒温度の両者に基づいて選定された目標圧力となるように、前記減圧器を制御する制御器とを備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 2】 前記放熱器の冷媒出口側と前記減圧器の入口側、あるいは前記吸熱器の冷媒出口側と前記圧縮機の吸入側とを接続する第 1 補助熱交換器バイパス回路を備え、前記第 1 補助熱交換器バイパス回路に流量調整弁を設けたことを特徴とする請求項 1 記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 3】 前記圧縮機の吐出温度に応じて、前記第 1 補助熱交換器バイパス回路の流量調整弁を流れる冷媒流量を調整することを特徴とする請求項 2 記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 4】 少なくとも圧縮機と、放熱器と、減圧器と、吸熱器とから冷凍サイクルを構成するとともに、前記放熱器で超臨界状態となりうる冷媒を封入し、前記放熱器の冷媒出口側の冷媒を分岐し、その一部を補助減圧器により減圧して、前記放熱器の冷媒出口側の冷媒を冷却する第 2 補助熱交換器を介して、前記圧縮機の吸入側もしくは中間圧部に導くバイパス回路を設け、前記圧縮機の吐出側から前記減圧器の入口側までの冷媒圧力を検知する高圧側圧力検知器と、前記放熱器の冷媒出口側の冷媒温度を検出する放熱器出口側温度検知器と、前記減圧器の入口側の冷媒温度を検出する減圧器入口側温度検知器とを備え、前記高圧側圧力検知器で検出した圧力が、前記放熱器出口側温度検知器と前記減圧器入口側温度検知器により検知された冷媒温度の両者に基づいて選定された目標圧力となるように、前記減圧器を制御する制御器とを備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 5】 前記圧縮機の吐出温度に応じて、前記補助減圧器の開度を調整する補助減圧器制御器を設けたことを特徴とする請求項 4 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 6】 前記放熱器出口側温度検知器を、前記放熱器の外部流体入口側の流体温度を検出する温度検知器で代用することを特徴とする請求項 1 から 5 のいずれかに記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 7】 前記冷媒は二酸化炭素であることを特徴

とする請求項 1 から 6 のいずれかに記載の冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、冷媒として二酸化炭素（CO₂）やエタン等の冷凍サイクルの放熱側で超臨界状態となりうる冷媒を用いた冷凍サイクル装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来、電気（冷凍）冷蔵庫、空調機、カーエアコン、冷蔵または冷凍倉庫、ショーケース等には、圧縮機、放熱器、減圧器、吸熱器等を接続してなる冷凍サイクル装置が応用され、封入される冷媒としてはフッ素原子を含有する炭化水素類（フロン類）が用いられてきた。

【0003】しかし、フロン類は、オゾン層を破壊する性質を有していたり、大気中での寿命が長いために温室効果が大きいので地球温暖化に影響を与えたりと、必ずしも満足な冷媒とはいえない。

【0004】そこでフロン類の代わりに、オゾン破壊係数がゼロでありかつ地球温暖化係数もフロン類に比べれば格段に小さい、二酸化炭素（CO₂）やエタンなどを冷媒として用いる冷凍サイクル装置の可能性が検討されつつある。

【0005】CO₂を使用した冷凍サイクル装置としては、例えば、特公平 7-18602 号公報に提案されている。

【0006】この冷凍サイクル装置の動作は、原理的には、フロン類を使用した従来の蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置の動作と同じであり、図 6 に CO₂ を冷媒として用いる冷凍サイクルのモリエル線図を示す。すなわち、図中の A-B-C-D-A で示されるように、圧縮機で気相状態の CO₂ を圧縮する圧縮行程（A-B）、高温高圧の超臨界状態となった CO₂ を放熱器（ガスクーラ）にて冷却する冷却行程（B-C）、さらに、減圧器により減圧する減圧行程（C-D）、気液二相状態となった CO₂ を蒸発させる蒸発行程（D-A）により、蒸発潜熱で空気等の外部流体から熱を奪って外部流体を冷却する。

【0007】図 6 において、蒸発行程（D-A）における飽和蒸気領域（気液二相領域）から加熱蒸気領域への移行は、フロン類の場合と同様に行われるが、冷却行程（B-C）は、臨界点 C P より高圧側に位置していて、飽和液線及び飽和蒸気線に交差することはない。すなわち、臨界点 C P を越える領域（超臨界領域）においては、フロン類の場合のような凝縮行程が存在せず、CO₂ が液化することなく冷却されるものである。

【0008】また、放熱器出口側（点 C）の状態は、高圧側圧力（圧縮機の吐出側から減圧器の入口側までの圧力）と放熱器出口側の冷媒の温度（以下、放熱器出口側

温度)によって決定され、放熱器出口側温度は、放熱器の放熱能力と、放熱器で熱交換する空気や水などの外部流体の温度とによって決定される。そして、この空気や水などの外部流体の温度は制御することができないので、放熱器出口側温度は、実質的に制御することができず、放熱器出口側(C点)の状態は、高圧側圧力を制御することによって制御可能となる。

【0009】そこで、圧縮過程(A-B)のエンタルピ差 ΔL で表される圧縮機の圧縮仕事と、蒸発行程(D-A)のエンタルピ差 ΔH で表される冷凍効果により算出される冷凍サイクルの成績係数($COP = \Delta H / \Delta L$)が最大となるように、放熱器出口側温度に基づいて、高圧側圧力を制御する圧力制御手段が特開平9-264622号公報に提案されている。すなわち、特開平9-264622号公報には、放熱器出口側温度(または、減圧器入口側温度)と高圧側圧力とが図6中の実線aのような最適制御線上にのるように高圧側圧力を制御することにより、効率の良い運転が可能となることが示されている。

【0010】一方、特公平7-18602号公報などには、放熱器の冷媒出口側から減圧器の入口側までの冷媒と吸熱器の冷媒出口側から圧縮機の吸入側までの冷媒とで熱交換を行う補助熱交換器を備えた冷凍サイクルも提案されている。

【0011】このような冷凍サイクルでは、図7のA'-B'-C-C'-D'-A-A'で示されるように放熱器を出て減圧器に向かう比較的高温の冷媒と、吸熱器を出て圧縮機に向かう比較的低温の冷媒とで熱交換が行われるために、すなわち、行程(C-C')と行程(A-A')とで熱交換が行われるために、放熱器を出た冷媒がさらに冷却されるため、蒸発過程(D'-A)のエンタルピ差 ΔH が行程(D'-D)分だけ増大するために、吸熱能力(冷凍効果)や成績係数を向上させることができる。

【0012】このような補助熱交換器の熱交換量は、一定ではなく、圧縮機の回転数の変化による冷媒流量の変化や外気温、蒸発温度等により変化する。

【0013】また、本発明者の一部は、特願平11-39278号として、圧縮機の吐出温度の過上昇を防止するために、補助熱交換器を流れる冷媒流量を調整し、補助熱交換器の熱交換量を可変にする冷凍サイクルを提案している。

【0014】

【発明が解決しようとする課題】放熱器で超臨界状態となりうる冷媒が封入され、補助熱交換器を有し、放熱器出口側温度、または、減圧器入口側温度のいずれか一方に基づいて選定した高圧側圧力を目標値とし、高圧側圧力を制御する冷凍サイクル装置の評価を行ったところ、以下に述べる課題が生じることが判明した。

【0015】すなわち、図7は一例として、蒸発温度を

0℃、放熱器出口側温度を40℃、吸熱器出口過熱度を0℃として、補助熱交換器の熱交換量(横軸)を変化させた場合の、放熱器出口側温度、または、減圧器入口側温度のいずれか一方に基づいて選定された高圧側圧力の目標値、および、実際にCOPが最大となる高圧側圧力(以下、最適高圧側圧力と呼ぶ。)の変化を示した図である。ただし、縦軸の高圧側圧力は、補助熱交換器の熱交換量が零であるときの高圧側圧力を基準とした差で示している。また、横軸は左端が補助熱交換器の熱交換量が零の場合であり、右側にいくほど熱交換量が増加していることを示している。

【0016】図7に示すように、補助熱交換器での熱交換量が増加すると、最適高圧側圧力は変化し、放熱器出口側温度のみを検出して、その温度に基づいて選定した高圧側圧力の目標値(図7中の四角プロット)は、実際の最適高圧側圧力(図7中の三角プロット)より高い値となる。

【0017】これは、放熱器出口側温度は放熱器の放熱能力と、放熱器で熱交換する空気や水などの外部流体の温度とによって決定されるために、補助熱交換器での熱交換量が増加しても放熱器出口側温度は略一定(この場合には40℃)であるために、放熱器出口側温度のみに基づいて選定した高圧側圧力(図7中の四角プロット)は補助熱交換器での熱交換量によらず一定値となるのに対し、実際にCOPが最大となる高圧側圧力(図7中の三角プロット)は、補助熱交換器での熱交換量に応じて、若干、低下していくためである。

【0018】したがって、放熱器出口側温度のみに基づいて選定した高圧側圧力(図7中の四角プロット)を目標値とし、高圧側圧力を制御すると、実際にCOPが最高となる高圧側圧力(図7中の三角プロット)を目標値とした場合より、冷凍サイクル装置の効率が悪くなる。

【0019】また、減圧器入口側温度のみを検出して、その温度に基づいて選定した高圧側圧力の目標値(図7中の菱形プロット)は、実際の最適高圧側圧力(図7中の三角プロット)より低い値となる。

【0020】これは、減圧器入口側温度のみに基づいて選定した高圧側圧力の目標値は、放熱器で熱交換する空気や水などの外部流体の温度が低下して減圧器入口温度が低下した場合でも、外部流体の温度は一定で補助熱交換器の熱交換量が増加して減圧器入口温度が低下した場合でも、どちらの場合でも同じように、高圧側圧力が選定されるために、減圧器入口側温度のみに基づいて選定した高圧側圧力(図7中の菱形プロット)は、補助熱交換器での熱交換量に応じる低下量以上に大幅に低下していくのに対し、実際にCOPが最大となる高圧側圧力(図7中の三角プロット)は、補助熱交換器での熱交換量に応じて、若干、低下していくためである。

【0021】したがって、減圧器入口側温度のみに基づいて選定した高圧側圧力(図7中の菱形プロット)を目

標値とし、高圧側圧力を制御すると、実際にCOPが最高となる高圧側圧力（図7中の三角プロット）を目標値とした場合より、冷凍サイクル装置の効率が悪くなる。

【0022】以上述べたように、放熱器出口側温度、または、減圧器入口側温度のいずれか一方に基づいて選定した高圧側圧力を目標値とし、高圧側圧力を制御すると、最も効率の良い状態で冷凍サイクル装置を運転できないといった課題が生じる。

【0023】本発明は、このような放熱側で超臨界状態となりうる冷媒が封入され、補助熱交換器を備えた冷凍サイクル装置における高圧側圧力の制御方法に着目し、効率のよい冷凍サイクル装置を提供することを目的とする。

【0024】

【課題を解決するための手段】以上のような課題を解決するため、本発明は圧縮機の吐出側から減圧器の入口側までの冷媒圧力を検知する高圧側圧力検知器と、放熱器の冷媒出口側の冷媒温度を検出する放熱器出口側温度検知器と、減圧器の入口側の冷媒温度を検出する減圧器入口側温度検知器とを備え、前記高圧側圧力検知器で検出した圧力が、前記放熱器出口側温度検知器と前記減圧器入口側温度検知器により検知された冷媒温度の両者に基づいて選定された目標圧力となるように、前記減圧器を制御する制御器とを備えた冷凍サイクル装置である。

【0025】また、本発明は放熱器の冷媒出口側の冷媒を分岐し、その一部を補助減圧器により減圧して、前記放熱器の冷媒出口側の冷媒を冷却する第2補助熱交換器を介して、圧縮機の吸入側もしくは中間圧部に導くバイパス回路を設け、前記圧縮機の吐出側から減圧器の入口側までの冷媒圧力を検知する高圧側圧力検知器と、前記放熱器の冷媒出口側の冷媒温度を検出する放熱器出口側温度検知器と、前記減圧器の入口側の冷媒温度を検出する減圧器入口側温度検知器とを備え、前記高圧側圧力検知器で検出した圧力が、前記放熱器出口側温度検知器と前記減圧器入口側温度検知器により検知された冷媒温度の両者に基づいて選定された目標圧力となるように、前記減圧器を制御する制御器とを備えた冷凍サイクル装置である。

【0026】また、本発明は前記放熱器出口側温度検知器を、放熱器の外部流体入口側の流体温度を検出する温度検知器で代用することを特徴とする冷凍サイクル装置である。

【0027】さらに、本発明は冷媒として二酸化炭素を用いる冷凍サイクル装置である。

【0028】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態について、図面を用いて説明する。

【0029】（実施の形態1）図1は本発明の実施の形

態1における冷凍サイクル装置の概略構成図であり、同図において、1は圧縮機、2は放熱器、3は減圧器、4は吸熱器であり、これらを配管接続することにより、図中矢印の方向に冷媒が循環する冷凍サイクルを構成し、冷媒として放熱側となる経路（圧縮機1の吐出側～放熱器2～減圧器3入口側までの流路）で超臨界状態となり得る冷媒である二酸化炭素（CO₂）が封入されている。また、放熱器2の冷媒出口側から減圧器3の入口側までの冷媒流路である放熱側冷媒流路を流れる冷媒と、吸熱器4の冷媒出口側から圧縮機1の吸入側までの冷媒流路である吸熱側冷媒流路を流れる冷媒とを熱交換する補助熱交換器5を備えている。

【0030】さらに、前記吸熱側冷媒流路には、補助熱交換器5をバイパスするバイパス回路6が設けられている。すなわち、このバイパス回路6は、吸熱器4と補助熱交換器5との間に一端を接続し、他端を補助熱交換器5と圧縮機1との間に接続されており、吸熱器4出口側の冷媒を直接圧縮機1へ送ることができるようになってい

る。【0031】また、前記バイパス回路6には、ここを流れる冷媒流量を調節する流量調整弁7が設けられており、この流量調整弁7は、図示しない流量制御器によって開度が制御され、圧縮機1の吸入過熱度や吐出温度に応じて補助熱交換器5での熱交換量を調節するようになっている。

【0032】また、11は前記圧縮機1の吐出側から減圧器3の入口側までの高圧側冷媒流路の冷媒圧力を検知する高圧側圧力検知器であり、本実施例では減圧器3の入口側に設けられている。

【0033】また、12は補助熱交換器5出口側から減圧器3入口側までの冷媒温度あるいは冷媒が流れる配管温度を検知する減圧器入口側温度検知器、13は放熱器2出口側から補助熱交換器5入口側までの冷媒温度あるいは冷媒が流れる配管温度を検知する放熱器出口側温度検知器である。

【0034】さらに、14は圧力制御器であり、減圧器入口側温度検知器12や放熱器出口側温度検知器13からの出力信号に基づき減圧器3の開度の調節を行うよう構成されている。

【0035】前記圧力制御器14は図示されていないCPU、RAM、ROM等によって構成されており、ROM等には、放熱器出口側温度と減圧器入口側温度と、COPが最大となる圧力（最適高圧側圧力）の関係を予め記憶している。

【0036】ここで、ROM等に記憶する放熱器出口側温度と減圧器入口側温度と最適高圧側圧力の関係は、

【0037】

【表1】

放熱器出口側温度 減圧器入口側温度	...	40℃	35℃	...
:	:	:	:	:
35℃	:	10.0MPa	8.8MPa	:
30℃	:	9.9MPa	8.7MPa	:
25℃	:	9.8MPa	:	:
:	:	:	:	:

【0038】（表1）に示すような放熱器出口側温度と減圧器入口側温度に応じた最適高圧側圧力を示すデータテーブルを記憶させても良いし、最適高圧側圧力を放熱器出口側温度と減圧器入口側温度の関数として示す近似関数を記憶させて算出するようにしても良い。

【0039】なお、厳密には、COPが最大となる放熱器出口側温度と減圧器入口側温度と最適高圧側圧力の関係は、放熱器出口側温度や減圧器入口側温度のみで決定されるものでなく、吸熱器側の圧力（低圧側圧力）の変動によっても変動する。しかし、冷房運転のみ行う単純なCO2サイクルでは、吸熱器側の圧力変動を無視することができる。また、圧力制御器に予め、圧縮機吸入過熱度や低圧側圧力に応じた複数の放熱器出口側温度と減圧器入口側温度と、最適高圧側圧力の関係を記憶させて、検出された低圧側圧力に応じて、それらのいずれかの関係を用いるようにしても良い。

【0040】以上のように構成された冷凍サイクル装置について、以下、その動作を説明する。

【0041】圧縮機1で圧縮されたCO2は高温高圧状態となり、放熱器2へ導入される。放熱器2では、CO2は超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱して、補助熱交換器5の放熱側冷媒流路においてさらに冷却される。減圧器3では減圧されて、低圧の気液二相状態となり吸熱器4へ導入される。吸熱器4では、空気や水などの外部流体から吸熱して、補助熱交換器5の吸熱側冷媒流路においてガス状態となり、再び圧縮機1に吸入される。

【0042】このようなサイクルを繰り返すことにより、放熱器2で放熱による加熱作用、吸熱器4で吸熱による冷却作用を行う。

【0043】ここで、補助熱交換器5で、放熱器2を出たCO2がさらに冷却されて減圧器3で減圧されるため、吸熱器4の入口エンタルピが減少して、吸熱器4の入口と出口でのエンタルピ差が大きくなり、吸熱能力（冷凍効果）やCOPが増大する。

【0044】次に、本実施の形態の特徴である減圧器3の制御について、図2に示すフローチャートに基づいて説明する。

【0045】冷凍サイクル装置の運転時には、放熱器出口側温度検出器13からの検出値（放熱器出口側温度）（100）、および、減圧器入口側温度検出器12からの検出値（減圧器入口側温度）（110）が取り込まれ、その取り込んだ放熱器出口側温度と減圧器入口側温度に対応する最適高圧側圧力が、予めROMに記憶されている温度と圧力との関係から選定され、その選定された圧力（以下、目標高圧側圧力と呼ぶ。）はRAM等のメモリで記憶される（120）。

【0046】次に、高圧側圧力検知器11からの検出値（高圧側圧力）が取り込まれ（130）、目標高圧側圧力と（130）で取り込んだ高圧側圧力が比較される（140）。そして、目標高圧側圧力が高圧側圧力を上回った場合には、減圧器3の開度を小さくし（150）、目標高圧側圧力が高圧側圧力以下の場合には、減圧器3の開度を大きくする（160）。そして、ステップ100に戻り、以後ステップ100から160まで繰り返す。

【0047】これにより、補助熱交換器5での熱交換量が変化しても、高圧側圧力は放熱器出口側温度と減圧器入口側温度の両者に基づいて選定された高圧側圧力となるように制御されるので、従来の制御方法のように放熱器出口側温度、または、減圧器入口側温度のいずれかに基づいて選定された高圧側圧力で運転される冷凍サイクル装置よりも、効率良く冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0048】さらに、圧縮機1の吸入過熱度や吐出温度に応じて、図示していない流量制御器により流量調節弁7の開度を調節することで、補助熱交換器での熱交換量が、調整されているため、圧縮機1内の潤滑油や絶縁材料等の劣化を防止することができ、圧縮機の信頼性を向上させることができる。

【0049】このような場合には、補助熱交換器での熱交換量の変化が大きいために、本実施の形態のように、高圧側圧力を放熱器出口側温度と減圧器入口側温度の両者に基づいて選定された高圧側圧力となるように制御することにより、従来の制御方法に比較して冷凍サイクル装置の効率を大きく向上させることができる。

【0050】なお、本実施の形態では、バイパス回路6や流量調節弁7により、補助熱交換器での熱交換量が変化するものとして説明しているが、バイパス回路6や流量調節弁7を廃止しても、本発明の冷凍サイクルを実施することができる。

【0051】この場合には、補助熱交換器5での熱交換量を調節することができないが、圧縮機1の運転周波数の変化等により、補助熱交換器での熱交換量が変化するものである。

【0052】なお、補助熱交換器5をバイパスするバイパス回路6は、補助熱交換器5の放熱側冷媒流路をバイパスするように設けても良い。すなわち、放熱器2と補助熱交換器5との間に一端を接続し、他端を補助熱交換器5と減圧器3との間に接続するものとしてもよい。

【0053】また、本発明は、四方弁等を追加して、放熱器と吸熱器を切り替えられるようにしたヒートポンプサイクルにも適応できることは明らかである。

【0054】さらに、冷媒はCO₂に限定されるものではなく、例えば、エタン等の超臨界域で使用する冷媒を用いてもよい。

【0055】また、アキュムレータを吸熱器4と補助熱交換器5の間や、補助熱交換器5と圧縮機1の間に追加しても、本発明の冷凍サイクルを実施することができる。この場合には、余剰冷媒を蓄積したり、圧縮機1に液冷媒を吸入することを防止したりすることが可能となり、さらに、余剰冷媒を蓄えることができるために、高圧側圧力を選定した最適高圧側圧力とすることが容易となる。

【0056】なお、本実施例においては、高圧側圧力検知器11は減圧器3の入口側の冷媒圧力を検知するものとしているが、放熱側となる経路（圧縮機1の吐出側～放熱器2～減圧器3入口側までの流路）のいずれかにあっても良い。さらに、そのような場合には、高圧側圧力検知器11での検出圧力から減圧器3入口側に至るまでの圧力損失分を差し引く補正を行ってもよい。

【0057】（実施の形態2）図3は本発明の実施の形態2における冷凍サイクル装置の概略構成図であり、同図においては、図1と同じ構成要素については同一の符号を付し、説明を省略する。

【0058】なお、以下の説明では、簡単のために、冷房装置や冷蔵装置のように、吸熱器を利用側熱交換器とみなし、放熱器を熱源側熱交換器とみなす冷凍サイクルについて説明するが、暖房装置や給湯装置などのように、放熱器を利用側熱交換器とみなし、吸熱器を熱源側熱交換器とみなす冷凍サイクルについても、本発明は適用できる。さらに、四方弁等を追加して、放熱器と吸熱器を切り替えられる場合にも、同様に適用できる。

【0059】図3において、15は吸熱器4の空気や水などの外部流体の出口側（吹出側）の温度（以下、簡単のために吸熱器を利用側熱交換器とみなし、利用側熱交

換器吹出温度と呼ぶ）を検知する利用側熱交換器吹出温度検知器、16は吸熱器4の空気や水などの外部流体の入口側（吸込側）の温度（以下、簡単のために吸熱器を利用側熱交換器とみなし、利用側熱交換器吸込温度と呼ぶ）を検知する利用側熱交換器吸込温度検知器である。

【0060】また、17は放熱器2の空気や水などの外部流体の入口側（吸込側）の温度（以下、簡単のために放熱器を熱源側熱交換器とみなし、熱源側熱交換器吸込温度と呼ぶ）を検知する熱源側熱交換器吸込温度検知器である。さらに、18は制御器であり、減圧器入口側温度検知器12、放熱器出口側温度検知器13、利用側熱交換器吹出温度検知器15、利用側熱交換器吸込温度検知器16、熱源側熱交換器吸込温度検知器17からの出力信号に基づき減圧器3の開度や、圧縮機1の回転数の調節を行う。

【0061】また、21は吸熱器4と補助熱交換器5との間に設けられた、液相冷媒と気相冷媒を分離して冷媒を蓄えるタンク手段であるアキュムレータである。

【0062】制御器18は図示されていないCPU、RAM、ROM等によって構成されており、ROM等には、（実施の形態1）で説明したような、放熱器出口温度と減圧器入口側温度とCOPが最大となる圧力（最適高圧側圧力）の関係を予め記憶している。

【0063】以上のような構成を有する、本実施の形態による冷凍サイクル装置の基本的な動作については、

（実施の形態1）と同様であるので説明を省略し、本実施の形態の特徴である圧縮機1と減圧器3の制御について、図4に示すフローチャートに基づいて説明する。

【0064】冷凍サイクル装置の運転時には、図示していない温度設定手段からの出力信号や、利用側熱交換器吸込温度検知器16で検知される利用側熱交換器吸込温度（たとえば、冷房装置の場合には室内熱交換器の吸込空気温度、すなわち、室内空気温度）や、熱源側熱交換器吸込温度検知器17で検知される熱源側熱交換器吸込温度（たとえば、冷房装置の場合には室外熱交換器の吸込空気温度、すなわち、外気温度）などに基づいて、利用側熱交換器吹出温度（たとえば、冷房装置の場合には室内熱交換器の吹出空気温度）の目標値である目標吹出温度を演算し記憶する（200）。

【0065】次に、利用側熱交換器吹出温度検知器15により、実際の利用側熱交換器吹出温度（たとえば、冷房装置の場合には室内熱交換器の吹出空気温度）を検出し一時的に記憶する（210）。そして、ステップ210で記憶した利用側熱交換器吹出温度と目標吹出温度とを比較し（220）、目標吹出温度の方が利用側熱交換器吹出温度より小さい場合は、圧縮機1の回転数を増加させて冷凍能力の増大を図り（230）、一方、目標吹出温度が利用側熱交換器吹出温度以上の場合は、圧縮機1の回転数を減少させて冷凍能力の減少を図る（240）。

【0066】そして、放熱器出口側温度検出器13からの検出値（放熱器出口側温度）（250）、および、減圧器入口側温度検出器12からの検出値（減圧器入口側温度）（260）が取り込まれ、その取り込んだ放熱器出口側温度と減圧器入口側温度に対応する最適高圧側圧力が、予めROMに記憶されている温度と圧力との関係から選定され、その選定された圧力（以下、目標高圧側圧力と呼ぶ。）はRAM等のメモリで記憶される（270）。

【0067】次に、高圧側圧力検知器11からの検出値（高圧側圧力）が取り込まれ（280）、目標高圧側圧力とステップ280で取り込んだ高圧側圧力とが比較される（290）。そして、目標高圧側圧力が高圧側圧力を上回った場合には、減圧器3の開度を小さくし（300）、目標高圧側圧力が高圧側圧力以下の場合には、減圧器3の開度を大きくする（310）。そして、ステップ210に戻り、以後ステップ210から310まで繰り返す。

【0068】これにより、補助熱交換器5での熱交換量が変化しても、高圧側圧力は放熱器出口側温度と減圧器入口側温度の両者に基づいて選定された高圧側圧力となるように制御されるので、従来のように放熱器出口側温度、または、減圧器入口側温度のいずれかに基づいて選定された高圧側圧力で運転される冷凍サイクル装置よりも、効率良く冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0069】さらに、減圧器3のみを制御する場合には、高圧側圧力が変化することにより、余剰な冷凍能力を生じる場合があったが、同時に圧縮機1の回転数も制御することにより、余剰な冷凍能力を生じさせることなく、その分、圧縮機1への入力を低減することができるために、さらに、効率良く冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0070】また、アキュムレータ21を備えていることにより、余剰冷媒を蓄えることができるために、アキュムレータ21を備えていない場合に比べて、高圧側圧力の調整可能な範囲が拡大することから、高圧側圧力を選定した最適高圧側圧力とすることが容易となり、さらに、効率良く冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0071】なお、冷媒はCO₂に限定されるものではなく、例えば、エタン等の超臨界域で使用する冷媒を用いてもよい。

【0072】さらに、高圧側圧力検知器11は減圧器3入口側の冷媒圧力を検知するものとしているが、放熱側となる経路（圧縮機1の吐出側～放熱器2～減圧器3入口側までの流路）のいずれかにあってもよい。さらに、そのような場合には、高圧側圧力検知器11での検出圧力から減圧器3入口側に至るまでの圧力損失分を差し引く補正を行ってもよい。

【0073】また、放熱器出口側温度は、放熱器の放熱能力と、放熱器で熱交換する空気や水などの外部流体の温度とによって推定できることから、冷房装置や冷蔵装置のように、吸熱器を利用側熱交換器とみなし、放熱器を熱源側熱交換器とみなす冷凍サイクルの場合には、放熱器出口側温度検出器13を、熱源側熱交換器吸込温度検知器17で代用し、放熱器出口側温度は、熱源側熱交換器吸込温度検知器17の検出値から推定することができる。暖房装置や給湯装置などのように、放熱器を利用側熱交換器とみなし、吸熱器を熱源側熱交換器とみなす冷凍サイクルの場合には、放熱器出口側温度検出器13を、利用側熱交換器吸込温度検知器16で代用し、放熱器出口側温度は、利用側熱交換器吸込温度検知器16の検出値から推定することができる。

【0074】さらに、四方弁等を追加して、放熱器と吸熱器を切り替えられる場合にも、利用側熱交換器吸込温度検知器16の検出値と熱源側熱交換器吸込温度検知器17の検出値を選択して推定することができる。

【0075】したがって、この放熱器出口側温度の推定値を用い、（実施の形態1）や本実施の形態に述べた減圧器3の開度の制御を行っても、効率良く冷凍サイクル装置を運転することができ、さらに、放熱器出口側温度検知器13を、熱源側熱交換器吸込温度検知器17あるいは利用側熱交換器吸込温度検知器16で代用することで、放熱器出口側温度検出器13を省略できるために、コストを削減することができる。

【0076】（実施の形態3）図5は本発明の実施の形態3における冷凍サイクル装置の概略構成図であり、同図においては、図3と同じ構成要素については同一の符号を付し、説明を省略する。

【0077】図5において、31は放熱器2の冷媒出口側から減圧器3の入口側の間に設けられた補助熱交換器であり、放熱器2の冷媒出口側から減圧器3の入口側の間の冷媒の一部を、補助減圧器32で減圧して、補助熱交換器31を経て圧縮機1の吸入側あるいは中間圧部へ導くようなバイパス回路33が構成されている。

【0078】また、補助減圧器32は、図示しない補助減圧器制御器によって開度が制御され、圧縮機1の吸入過熱度や吐出温度に応じて補助熱交換器31での熱交換量を調節するようになっている。

【0079】以上のように構成された冷凍サイクル装置について、以下、その動作を説明する。

【0080】圧縮機1で圧縮されたCO₂は高温高圧状態となり、放熱器2へ導入される。放熱器2では、CO₂は超臨界状態であるので気液2相状態とはならず放熱して、補助熱交換器31を経て、減圧器3で減圧されて気液2相状態となり吸熱器4へ導入される。吸熱器4では、空気や水などの外部流体から吸熱してガス状態となり、再び圧縮機1に吸入される。

【0081】また、放熱器2の冷媒出口側から減圧器3

の入口側の間の冷媒の一部は、補助減圧器32で減圧されて低温となり、補助熱交換器31で放熱器2を出て減圧器3に向かう比較的高温の冷媒と熱交換して加熱され、圧縮機1の吸入側あるいは中間圧部へ導入される。

【0082】一方、放熱器2を出た冷媒は補助熱交換器31で冷却されたのち減圧器3で減圧されるため、吸熱器4の入口でのエンタルピが減少して、吸熱器4の入口と出口でのエンタルピ差が大きくなり、一部の冷媒が補助減圧器32の側に流れるため吸熱器4の冷媒流量が減少しても同等の吸熱能力（冷却能力）を維持しながら、吸熱器4の冷媒流量減少により、吸熱器4の冷媒出口側から圧縮機1の吸入側、あるいは、中間圧部の間の圧力損失が低減できCOPを向上できる。

【0083】また、圧縮機1と減圧器3の制御については（実施の形態2）と同様であるので、説明を省略するが、高圧側圧力は放熱器出口側温度と減圧器入口側温度の両者に基づいて選定された高圧側圧力となるように制御されるので、従来の制御方法のように放熱器出口側温度、または、減圧器入口側温度のいずれかに基づいて選定された高圧側圧力で運転される冷凍サイクル装置よりも、効率良く冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0084】さらに、圧縮機1の吸入過熱度や吐出温度に応じて、図示していない補助減圧器制御器により補助減圧器32の開度を調節することで、補助熱交換器での熱交換量が、調整されているため、圧縮機1内の潤滑油や絶縁材料等の劣化を防止することができ、圧縮機の信頼性を向上させることができる。

【0085】このような場合には、補助熱交換器での熱交換量の変化が大きいために、本実施の形態のように、高圧側圧力を放熱器出口側温度と減圧器入口側温度の両者に基づいて選定された高圧側圧力となるように制御することにより、従来の制御方法に比較して冷凍サイクル装置の効率を大きく向上させることができる。

【0086】さらに、減圧器3のみを制御する場合には、高圧側圧力が変化することにより、余剰な冷凍能力を生じる場合があったが、同時に圧縮機1の回転数も制御することにより、余剰な冷凍能力を生じさせることなく、その分、圧縮機1への入力を低減することができるために、さらに、効率良く冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0087】また、アキュームレータ21を備えていることにより、余剰冷媒を蓄えることができるために、アキュームレータ21を備えていない場合に比べて、高圧側圧力の調整可能な範囲が拡大することから、高圧側圧力を選定した最適高圧側圧力とすることが容易となり、さらに、効率良く冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0088】なお、冷媒はCO₂に限定されるものではなく、例えば、エタン等の超臨界域で使用する冷媒を

用いてもよい。

【0089】さらに、高圧側圧力検知器11は減圧器3入口側の冷媒圧力を検知するものとしているが、放熱側となる経路（圧縮機1の吐出側～放熱器2～減圧器3入口側までの流路）のいずれかにあっても良い。さらに、そのような場合には、高圧側圧力検知器11での検出圧力から減圧器3入口側に至るまでの圧力損失分を差し引く補正を行ってもよい。

【0090】

【発明の効果】以上述べたことから明かなように、補助熱交換器5での熱交換量が変化しても、高圧側圧力は放熱器出口側温度と減圧器入口側温度の両者に基づいて選定された高圧側圧力となるように制御されるので、従来のように放熱器出口側温度、または、減圧器入口側温度のいずれかに基づいて選定された高圧側圧力で運転される冷凍サイクル装置よりも、効率良く冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0091】特に、圧縮機1内の潤滑油や絶縁材料等の劣化を防止し、圧縮機の信頼性を向上させるために、補助熱交換器での熱交換量を、圧縮機1の吸入過熱度や吐出温度に応じて流量制御器により調節する場合には、補助熱交換器での熱交換量の変化が大きいために、高圧側圧力は放熱器出口側温度と減圧器入口側温度の両者に基づいて選定された高圧側圧力となるように制御することにより、従来の制御方法に比較して冷凍サイクル装置の効率を大きく向上させることができる。

【0092】さらに、この放熱器出口側温度検知器13を、熱源側熱交換器吸込温度検知器17あるいは利用側熱交換器吸込温度検知器16で代用することで、放熱器出口側温度検出器13を省略できるために、コストを削減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態1における冷凍サイクル装置の概略構成図

【図2】本発明の実施の形態1における制御器動作を示すフローチャート

【図3】本発明の実施の形態2における冷凍サイクル装置の概略構成図

【図4】本発明の実施の形態2における制御動作を示すフローチャート

【図5】本発明の実施の形態3における冷凍サイクル装置の概略構成図

【図6】CO₂を冷媒とした冷凍サイクルのモリエール線図

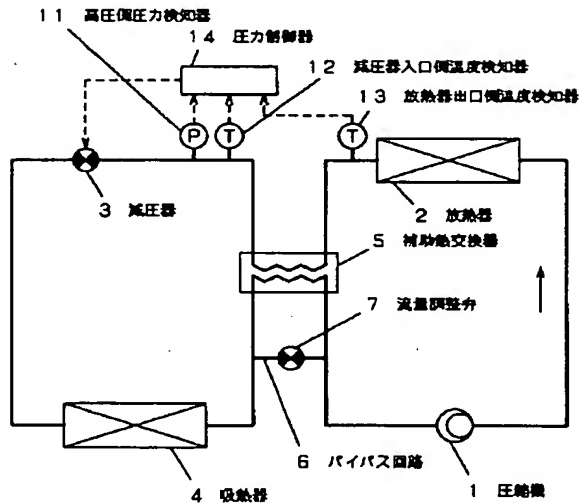
【図7】補助熱交換器での熱交換量と最適高圧側圧力の関係図

【符号の説明】

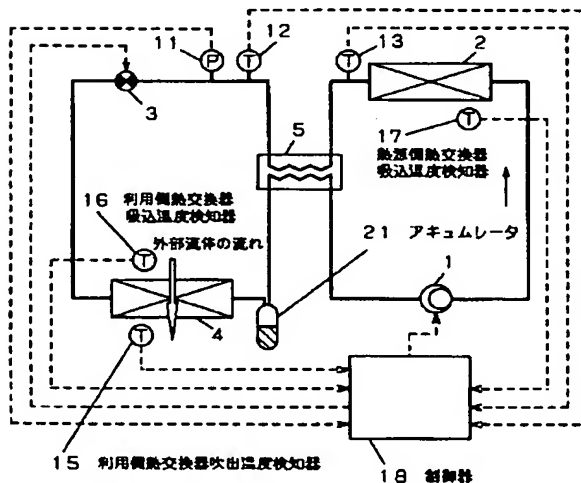
- 1 圧縮機
- 2 放熱器
- 3 減圧器

- 4 吸熱器
- 5 補助熱交換器
- 6 バイパス流路
- 7 流量調整弁
- 11 高压側圧力検知器
- 12 減圧器入口側温度検知器
- 13 放熱器出口側温度検知器
- 14 圧力制御器

【図1】

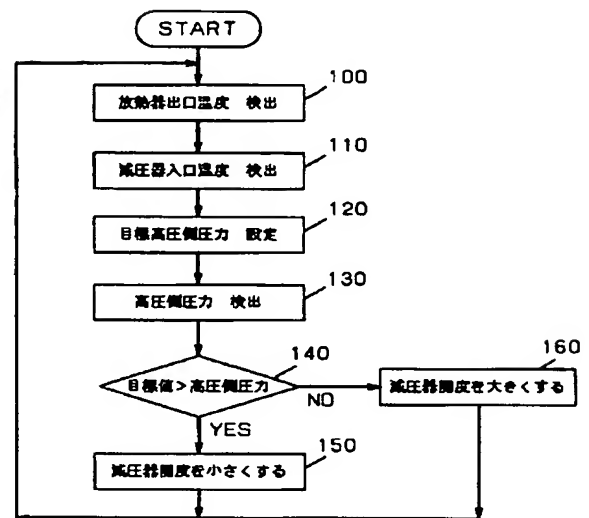


【図3】

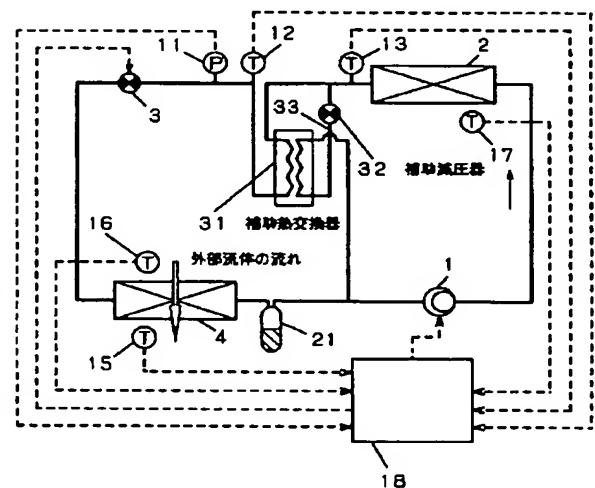


- 15 利用側熱交換器吹出温度検知器
- 16 利用側熱交換器吸込温度検知器
- 17 熱源側熱交換器吸込温度検知器
- 18 制御器
- 21 アキュムレータ
- 31 補助熱交換器
- 32 補助減圧器
- 33 バイパス流路

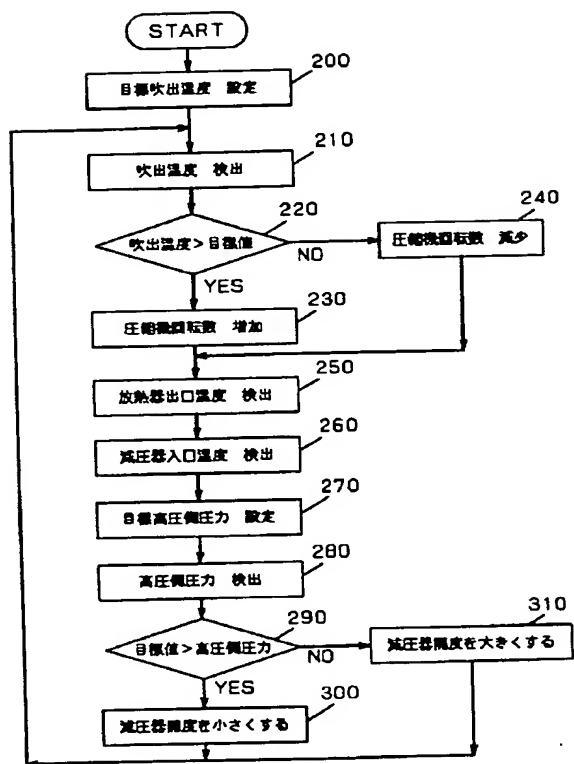
【図2】



【図5】

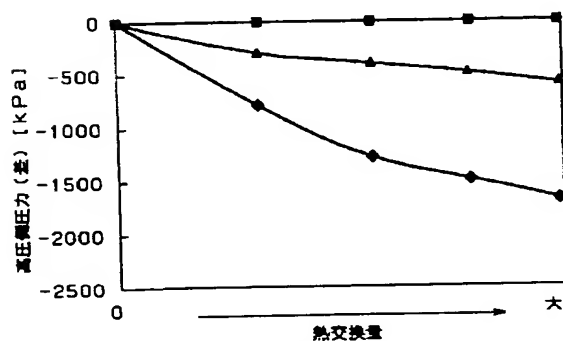


【図4】



【図7】

- ◆ 減圧器入口側温度により決定した目標値
- 放熱器出口側温度により決定した目標値
- ▲ 実際の最適高圧側圧力



【図6】

